



Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de calor de doble tubo para el calentamiento de acetaldehído

Thermal-hydraulic design of a double-tube heat exchanger for acetaldehyde heating

Amaury Pérez Sánchez^{1,*}, Osmani Alberto Velazco Rosell², Elizabeth Ranero González¹, Eddy Javier Pérez Sánchez³

¹ Universidad de Camagüey “Ignacio Agramonte Loynaz”, Facultad de Ciencias Aplicadas, Departamento de Ingeniería Química, Camagüey, Cuba.

² Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey, Laboratorio Físico-Químico, Camagüey, Cuba.

³ Empresa Servicios Automotores S.A., Dirección Comercial, Ciego de Ávila, Cuba.

*amauryps@nauta.cu

(recibido/received: 03-enero-2022; aceptado/accepted: 15-febrero-2022)

RESUMEN

En el presente trabajo se efectuó el diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo para llevar a cabo el calentamiento de acetaldehído, utilizando agua caliente (condensado). Se efectuó además un estudio de sensibilidad para determinar la influencia que presenta un incremento del caudal de alimentación del acetaldehído sobre seis parámetros de diseño del equipo. El intercambiador de calor diseñado tendrá un área total de transferencia de calor de 3,88 m², un coeficiente global de transferencia de calor sucio de 613,23 W/m².K, un número total de horquillas igual a tres y un factor de limpieza de 0,80. Se necesita una potencia de bombeo para impulsar el acetaldehído y el agua de 2,01 W y 5,78 W, respectivamente. Los seis parámetros evaluados en el estudio de sensibilidad se incrementan al aumentar el caudal másico de alimentación del acetaldehído. Se concluye que el intercambiador de calor de doble tubo diseñado es adecuado desde el punto de vista térmico-hidráulico, pues tanto el porcentaje de sobre-diseño calculado (25,00 %) como la caída de presión del acetaldehído (1158,43 Pa) como del agua (4550,70 Pa) se encuentran por debajo del límite máximo permisible establecido por el proceso.

Palabras claves: Acetaldehído, Caída de presión, Diseño térmico-hidráulico; Intercambiador de calor de doble tubo; Porcentaje de sobre-diseño.

ABSTRACT

In the present work, the thermal-hydraulic design of a double tube heat exchanger was accomplished to carry out the heating of acetaldehyde, by using hot water (condensate). A sensitivity study was also carried out to determine the influence of an increase in the acetaldehyde feed rate on six equipment design parameters. The designed heat exchanger will have a total heat transfer area of 3.88 m², an overall fouled heat transfer coefficient of 613.23 W/m².K, a total number of hairpins equal to three and a cleanliness factor of 0.80. A pumping power of 2.01 W and 5.78 W is required to impulse the acetaldehyde and water,

respectively. The six parameters evaluated in the sensitivity study increase with the increment of the acetaldehyde feed mass flow rate. It is concluded that the designed double tube heat exchanger is adequate from the thermal-hydraulic point of view, since the percentage over surface calculated (25.00%) and the pressure drop of both acetaldehyde (1,158.43 Pa) and water (4,550.70 Pa) are below the maximum allowable limit established by the process.

Keywords: Acetaldehyde; Pressure drop; Thermal-hydraulic design; Double-tube heat exchanger; Percentage over surface.

NOMENCLATURA

a	Área de flujo	m^2
A	Área total de transferencia de calor	m^2
A_h	Área de transferencia de calor por horquilla	m^2
C	Constante	-
C_p	Calor específico a presión constante	J/kg.K
d_e	Diámetro exterior del tubo interior	m
d_i	Diámetro interior del tubo interior	m
d_n	Diámetro nominal del tubo interior	m
D_{eq}	Diámetro equivalente	m
D_h	Diámetro hidráulico	m
D_i	Diámetro interior del ánulo	m
D_n	Diámetro nominal del ánulo	m
f	Factor de fricción	-
f_{lam}	Factor de fricción para flujo laminar	-
f_{turb}	Factor de fricción para flujo turbulento	-
F_L	Factor de limpieza	-
h	Coefficiente pelicular de transferencia de calor	W/m ² .K
k	Conductividad térmica	W/m.K
k_T	Conductividad térmica del tubo interior	W/m.K
L_h	Longitud de la horquilla	m
m	Caudal másico	kg/s
MLDT	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura	°C
N_h	Número total de horquillas	-
Nu	Número de Nusselt	-
Δp	Caída de presión	Pa
P	Potencia de bombeo	W
Pr	Número de Prandtl	-
P_{SD}	Porcentaje de sobre-diseño	%
Q	Calor intercambiado	W
R	Factor de ensuciamiento	m ² .K/W
R	Factor	-
Re	Número de Reynolds	-
t	Temperatura de la corriente fría	°C
T	Temperatura de la corriente caliente	°C
\bar{t}	Temperatura media de la corriente fría	°C
\bar{T}	Temperatura media de la corriente caliente	°C

U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m ² .K
v	Velocidad	m/s

Símbolos griegos

ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad	Pa.s
η_b	Eficiencia de la bomba	%

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
a	Del fluido que circula por el ánulo
c	Corriente caliente
f	Corriente fría
L	Para condiciones limpias
p	A la temperatura de la pared del tubo interior
s	Para condiciones de ensuciamiento
t	Del fluido que circula por el tubo interior

1. INTRODUCCIÓN

El equipamiento de transferencia de calor se define con respecto a la función que cumple en un determinado proceso. El objetivo de tal equipo es el de maximizar el calor transferido entre dos fluidos. Sin embargo, el problema radica en que los parámetros que incrementan la transferencia de calor también aumentan la caída de presión del fluido que fluye en una tubería, lo cual incrementa a su vez el costo de bombeo del fluido. De esta manera, resulta necesario obtener un diseño que incremente el calor transferido, manteniendo simultáneamente la caída de presión de los fluidos dentro de los límites permisibles (Chaudhari & Adroja, 2014).

Los intercambiadores de calor, como su nombre implica, transfieren calor desde una sustancia hacia otra. Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor que intercambia calor entre dos o más fluidos de proceso de la forma más eficiente posible. Los intercambiadores de calor tienen aplicaciones domésticas e industriales amplias, así como también en la industria de proceso, fundamentalmente para la recuperación de calor (Maakoul et al., 2017). Constituyen un componente esencial en la industria energética, sistemas de refrigeración, industria química y petroquímica, y otros sistemas que conlleven calentamiento y/o enfriamiento (Mathanraj et al., 2018). El intercambiador de calor con flujo a contracorriente es el favorito y más empleado en la actualidad debido a que suministra la máxima tasa de transferencia de calor para un área superficial dada (Chaudhari & Adroja, 2014).

Los intercambiadores de calor de doble tubo (o de tubos concéntricos) son los dispositivos de transferencia de calor más simples en los cuales se transfiere calor desde un fluido caliente hacia el fluido frío mediante una pared cilíndrica de separación. Consiste de dos pares de tuberías concéntricas en donde los dos fluidos que transfieren calor circulan por la tubería interior y exterior, respectivamente (Fig. 1). Son relativamente baratos de adquirir, fáciles de operar con bajos costos de mantenimiento, además de ser robustos y flexibles (Maakoul et al., 2017). Son principalmente adaptados para aplicaciones que requieren de altas temperaturas y presiones, además de aquellos procesos donde se manejan caudales relativamente bajos, debido principalmente a sus diámetros comparativamente pequeños (Chaudhari & Adroja, 2014). Se emplea con amplitud en los procesos químicos, industria alimenticia, enfriamiento de aceite, industria

del gas, sistemas de refrigeración, procesos de recuperación de calor así como también en la industria láctea (Wang et al., 2019). Pueden conectarse para obtener un arreglo de flujo en paralelo con el fin de manejar elevados caudales tanto del fluido de trabajo como el servicio auxiliar (p. ej. vapor de agua), y encuentran su aplicación principal en sistemas continuos que presentan cargas de calor bajas y medias (Ebieto et al., 2020).

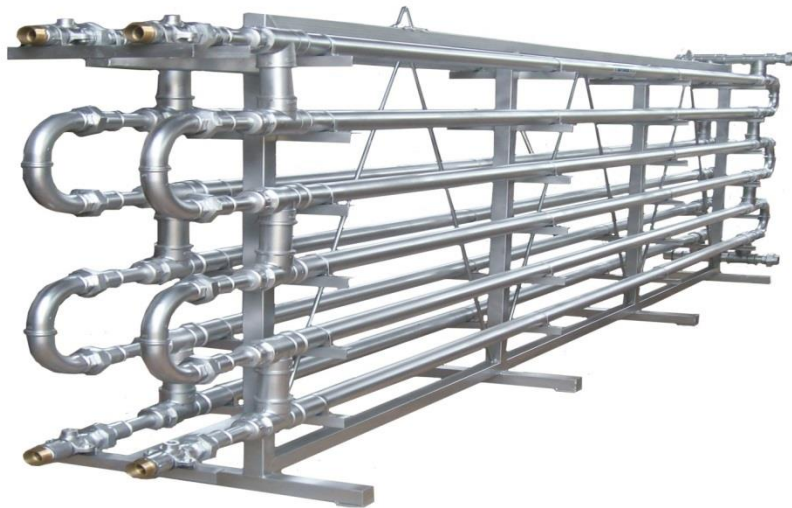


Figura 1. Intercambiador de calor de doble tubo.

Fuente: Adaptado de (Kakaç et al., 2012)

En los últimos años ha existido abundante investigación relacionada con el diseño, evaluación y análisis de intercambiadores de calor de doble tubo (ICDT). En este sentido (El-Maghlany et al., 2012) investigaron de forma experimental el flujo de fluido y las características de rendimiento de un ICDT equipado con un tubo interior rotatorio. También (Hashemian et al., 2016) propusieron una nueva forma de intercambiador de doble tubo con tubos cónicos, en donde se comprobó la influencia de la geometría, flujo y características termodinámicas para diferentes configuraciones, efectuando luego la optimización multicriterio del diseño basado en consideraciones energéticas y exergéticas. Además (Vigithra et al.) efectuaron el diseño de un ICDT empleando cálculos de diseño, para luego aplicar la Dinámica Computacional de Fluido y determinar los principales parámetros de rendimiento térmico tales como coeficiente de transferencia de calor superficial, número de Nusselt, caída de presión y resistencia térmica para diferentes valores del número de Reynolds. Por otro lado (Zare et al., 2016) investigaron experimentalmente la transferencia de calor desde agua caliente hacia agua fría en un ICDT para flujo tanto en paralelo como a contracorriente, con el fin de determinar el coeficiente global de transferencia de calor. Asimismo (Maakoul et al., 2017) investigaron numéricamente el diseño y rendimiento térmico-hidráulico de un ICDT con deflectores helicoidales en el ánulo, utilizando además la Dinámica Computacional de Fluido tridimensional para investigar el flujo del fluido que circula por el ánulo, el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión para diferentes configuraciones. En otro estudio (Mathanraj et al., 2018) efectuaron varios experimentos para investigar y comparar la transferencia de calor en un ICDT con arreglo de flujo a contracorriente aplicando o no aletas triangulares longitudinales. Otros autores (Wang et al., 2019) estudiaron numéricamente y optimizaron un ICDT con un tubo corrugado helicoidal hacia el exterior, en donde obtuvieron los parámetros de diseño del ánulo bajo determinados parámetros geométricos del tubo corrugado. Igualmente (Ebieto et al., 2020) efectuaron el diseño detallado y posterior construcción de un ICDT de escala de laboratorio que puede operar tanto en flujo en paralelo o a contracorriente. En este trabajo se obtuvieron los parámetros de rendimiento usuales para un equipo de este tipo, es decir, la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura, la tasa de transferencia de calor, la efectividad y el coeficiente global de transferencia de calor, para ambas configuraciones de flujo. En un estudio realizado por (Pérez & Pérez, 2019) se efectuó el diseño térmico

de un ICDT para efectuar el enfriamiento de acetona, en donde se determinó que el intercambiador diseñado deberá tener un área total de transferencia de calor de $6,0 \text{ m}^2$ y un número total de horquillas de 10 para cumplir con la demanda térmica del sistema, mientras que las caídas de presión calculadas de ambos fluidos no superaron el límite máximo permisible establecido por el proceso. Por último, (Nwokolo et al., 2020) evaluaron el rendimiento de un ICDT instalado en el punto de salida del gas de síntesis de un gasificador tipo *Downdraft*, con el fin de recuperar calor mediante el empleo de agua como agente de enfriamiento. En este estudio se aplicaron configuraciones de flujo tanto en paralelo como a contracorriente, y los datos experimentales se procesaron para determinar parámetros importantes de rendimiento del equipo diseñado tales como el coeficiente global de transferencia de calor, efectividad, y la Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura. En otros trabajos puede citarse el estudio y análisis de ICDT bajo diferentes aplicaciones, configuraciones y parámetros de operación (Swamee et al., 2008) (Kailash et al., 2015) (Umamahesh & Venugopal, 2015) (Gomez, 2017) (Córdoba, 2019) (Arjmandi et al., 2020) (Hameed & Awad, 2021).

En el presente trabajo se lleva a cabo el diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo con el fin de calentar una corriente de acetaldehído, utilizando agua caliente (condensado) como agente de calentamiento. Se obtienen parámetros importantes de diseño tales como la cantidad de horquillas que se necesitan para cumplir con la demanda térmica del proceso y el porcentaje de sobre-diseño, así como también la caída de presión y la potencia de bombeo requerida para ambas corrientes de fluido. También se efectúa un estudio de sensibilidad con el objetivo de evaluar la influencia de un incremento del caudal de alimentación del acetaldehído sobre seis parámetros de diseño del intercambiador, a saber: número total de horquillas, porcentaje de sobre-diseño; caída de presión y potencia de bombeo de las corrientes de acetaldehído y agua.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Definición del problema

Se desean calentar a contracorriente 4000 kg/h de acetaldehído desde 25 hasta $60 \text{ }^\circ\text{C}$ utilizando agua caliente (condensado) a $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Se desea que la temperatura de salida del agua caliente no deba ser inferior a $70 \text{ }^\circ\text{C}$. Se disponen de un número de horquillas de $3,5 \text{ m}$ de longitud con un diámetro nominal del ánulo y del tubo interior de 3 y 2 pulgadas, respectivamente. El material de construcción del tubo interior es acero al carbono, el intercambiador de calor estará aislado térmicamente para evitar pérdidas de calor al ambiente, y se desea que la caída de presión tanto del acetaldehído como del agua caliente no supere los 2000 Pa y 5000 Pa , respectivamente. Diseñe un intercambiador de calor de doble tubo adecuado para este servicio, tomando en cuenta una eficiencia de bombeo de 85% y que el parámetro porcentaje de sobre-diseño no exceda el 40% .

2.2. Metodologías de cálculo a aplicar

El diseño térmico del intercambiador de calor de doble tubo se efectuará mediante la metodología de cálculo basada en (Kakaç et al., 2012), en la cual se determina el número total de horquillas necesarias para cumplir con la demanda térmica del sistema de transferencia de calor y el porcentaje de sobre-diseño, mientras que también se calculan las caídas de presión y la potencia de bombeo requerida para ambas corrientes.

2.3. Número total de horquillas

Paso 1. Recopilación de los datos iniciales de ambos fluidos:

Primeramente, se procederá a recopilar cada uno de los datos iniciales para los dos fluidos, los cuales se exhiben en la Tabla 1.

Tabla 1. Recopilación de los datos iniciales para ambos fluidos.

Parámetro	Corriente caliente	Corriente fría	Unidades
Temperatura de entrada	T_1	t_1	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura de salida	T_2	t_2	$^{\circ}\text{C}$
Factores de ensuciamiento	R_c	R_f	$\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$
Caudal másico	m_c	m_f	kg/s
Caída de presión permisible	Δp_c	Δp_f	Pa

Fuente: Elaboración propia.

Paso 2. Recopilación de los datos iniciales de las horquillas disponibles:

- Diámetro nominal del tubo interior (d_n).
- Diámetro nominal del ánulo (D_n).
- Longitud (L_n).
- Conductividad térmica del material del tubo interior (k_T).

Paso 3. Definir los diámetros interior y exteriores de ambas tuberías según los diámetros nominales establecidos en el Paso 2.

Paso 4. Determinar las temperaturas medias de ambas corrientes:

- Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

- Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2)$$

Paso 5. Búsqueda de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media calculada en el Paso 4:

En este paso se deberán buscar la densidad (ρ), viscosidad (μ), calor específico (C_p) y conductividad térmica (k) de ambos fluidos a la temperatura media determinada en el paso anterior.

Tabla 2. Propiedades físicas a buscar para ambos fluidos a la temperatura media determinada en el Paso 4.

Propiedad	Fluido caliente	Fluido frío	Unidades
Densidad	ρ_c	ρ_f	kg/m^3
Viscosidad	μ_c	μ_f	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
Calor específico	C_{p_c}	C_{p_f}	$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
Conductividad térmica	k_c	k_f	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$

Fuente: Elaboración propia.

Paso 6. Cálculo del calor intercambiado:

El calor intercambiado se determina según los datos iniciales que se dispongan. De esta manera, si se disponen de los datos iniciales para la corriente caliente, el calor intercambiado se calculará según la siguiente ecuación:

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Por otra parte, si los datos iniciales corresponden a la corriente fría, entonces Q se determinará según la expresión (4):

$$Q = m_f \cdot Cp_f \cdot (t_2 - t_1) \quad (4)$$

Paso 7. Determinación del área de flujo del tubo interior (a_t):

$$a_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (5)$$

Paso 8. Determinación del área de flujo del ánulo (a_a):

$$a_a = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{4} \quad (6)$$

Paso 9. Ubicación de los fluidos dentro del intercambiador de calor:

La Tabla 3 expresa las ecuaciones utilizadas para los pasos desde el 10 hasta el 17

Tabla 3. Ecuaciones empleadas para determinar los parámetros establecidos en los pasos 10-17.

Paso	Parámetro	Ecuación	Número
10	Velocidad del fluido que circula por el tubo interior (m/s)	$v_t = \frac{\left(\frac{m}{3600}\right)}{\rho \cdot a_t}$	(7)
11	Velocidad del fluido que circula por el ánulo (m/s)	$v_a = \frac{\left(\frac{m}{3600}\right)}{\rho \cdot a_a}$	(8)
12	Diámetro hidráulico (m)	$D_h = D_i - d_e$	(9)
13	Diámetro equivalente para la transferencia de calor (m)	$D_{eq} = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e}$	(10)

14 Numero de Reynolds del fluido que circula por el tubo interior

$$\text{Re}_t = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \mu \cdot d_i} \quad (11)$$

15 Número de Prandtl del fluido que circula por el tubo interior

$$\text{Pr}_t = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (12)$$

16 Numero de Reynolds del fluido que circula por el ánulo

$$\text{Re}_a = \frac{\rho \cdot v_a \cdot D_h}{\mu} \quad (13)$$

17 Número de Prandtl del fluido que circula por el ánulo

$$\text{Pr}_a = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (14)$$

Fuente: Elaboración propia.

Paso 18. Determinación del número de Nusselt del fluido que circula por el tubo interior:

- Régimen laminar ($\text{Re}_t < 2100$):

$$\text{Nu}_t = 1,86 \cdot \left[\text{Re}_t \cdot \text{Pr}_t \cdot \left(\frac{d_i}{L_h} \right) \right]^{0,33} \quad (15)$$

- Régimen de transición y turbulento ($\text{Re}_t \geq 2100$):

$$\text{Nu}_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2} \right) \cdot (\text{Re}_t - 1000) \cdot \text{Pr}_t}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_t}{2} \right)^{0,5} \cdot (\text{Pr}_t^{0,67} - 1)} \quad (16)$$

Dónde:

$$f_t = (1,58 \cdot \ln \text{Re}_t - 3,28)^{-2} \quad (17)$$

Paso 19. Número de Nusselt del fluido que circula por el ánulo:

- Régimen laminar ($\text{Re}_t < 2100$):

$$\text{Nu}_a = 1,86 \cdot \left[\text{Re}_a \cdot \text{Pr}_a \cdot \left(\frac{D_{eq}}{L_h} \right) \right]^{0,33} \quad (18)$$

- Régimen de transición y turbulento ($\text{Re}_t > 2100$):

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1000) \cdot Pr_a}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{0,67} - 1)} \quad (19)$$

Dónde:

$$f_a = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} \quad (20)$$

Paso 20. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor:

- Fluido que circula por el tubo interior (h_i):

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k}{d_i} \quad (21)$$

- Fluido que circula por el ánulo (h_a):

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k}{D_{eq}} \quad (22)$$

La Tabla 4 expone las ecuaciones empleadas para determinar los parámetros incluidos en los pasos 21-31.

Tabla 4. Ecuaciones empleadas para determinar los parámetros incluidos en los pasos 21-29.

Paso	Parámetro	Ecuación	Número
21	Coficiente global de transferencia de calor sucio (W/m ² .K)	$U_s = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_e \cdot R_t}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_t} + R_a + \frac{1}{h_a}}$	(23)
22	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (°C)	$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$	(24)
23	Área total de transferencia de calor (m ²)	$A = \frac{Q}{U_s \cdot MLDT}$	(25)
24	Área de transferencia de calor por horquilla (m ²)	$A_h = 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L_h$	(26)
25	Número total de horquillas	$N_h = \frac{A}{A_h}$	(27)

26	Coeficiente global de transferencia de calor limpio (W/m ² .K)	$U_L = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_t} + \frac{1}{h_a}}$	(28)
27	Factor de limpieza	$F_L = \frac{U_s}{U_L}$	(29)
28	Factor R	$R = \frac{1 - F_L}{U_L \cdot F_L}$	(30)
29	Porcentaje de sobre-diseño (%)	$P_{SD} = 100 \cdot U_L \cdot R$	(31)

Fuente: Elaboración propia.

2.4. Caída de presión

A continuación, se muestran los pasos a efectuar para determinar la caída de presión de ambos fluidos en el ICDT diseñado. La Tabla 5 muestra las ecuaciones utilizadas para determinar los parámetros incluidos en los pasos 30-37, con el objetivo de calcular la caída de presión de ambas corrientes.

Tabla 5. Ecuaciones utilizadas para determinar los parámetros incluidos en los pasos 30-37.

Paso	Parámetro	Ecuación	Núm.
30	Factor de fricción del fluido que circula por el tubo interior bajo flujo laminar ($Re < 2100$).	$f_{lam(t)} = \frac{16}{Re_t}$	(32)
31	Factor de fricción del fluido que circula por el tubo interior bajo flujo turbulento ($Re \geq 2100$).	$f_{turb(t)} = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2}$	(17)
32	Factor de fricción del fluido que circula por el ánulo bajo flujo laminar ($Re < 2100$).	$f_{lam(a)} = \frac{16}{Re_a}$	(33)
33	Factor de fricción del fluido que circula por el ánulo bajo flujo turbulento ($Re \geq 2100$).	$f_{turb(a)} = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2}$	(20)
34	Caída de presión del fluido que circula por el tubo interior para flujo laminar ($Re < 2100$) (Pa).	$\Delta p_t = 4 \cdot f_{lam(t)} \cdot \frac{2 \cdot L_h}{d_i} \cdot N_h \cdot \frac{\rho \cdot v_t^2}{2}$	(34)
35	Caída de presión del fluido que circula por el tubo interior para flujo turbulento ($Re \geq 2100$) (Pa).	$\Delta p_t = 4 \cdot f_{turb(t)} \cdot \frac{2 \cdot L_h}{d_i} \cdot N_h \cdot \frac{\rho \cdot v_t^2}{2}$	(35)
36	Caída de presión del fluido que circula por el ánulo para flujo laminar ($Re < 2100$) (Pa).	$\Delta p_a = 4 \cdot f_{lam(a)} \cdot \frac{2 \cdot L_h}{D_h} \cdot N_h \cdot \frac{\rho \cdot v_a^2}{2}$	(36)
37	Caída de presión del fluido que circula por el ánulo para flujo turbulento ($Re \geq 2100$) (Pa).	$\Delta p_a = 4 \cdot f_{turb(a)} \cdot \frac{2 \cdot L_h}{D_h} \cdot N_h \cdot \frac{\rho \cdot v_a^2}{2}$	(37)

Fuente: Elaboración propia.

2.5. Potencia de bombeo

Paso 38. Potencia de bombeo necesaria para impulsar el fluido que circula por el tubo interior:

$$P_t = \frac{\Delta p_t \cdot m}{\eta_b \cdot \rho} \quad (38)$$

Paso 39. Potencia de bombeo necesaria para impulsar la corriente que circula por el ánulo:

$$P_a = \frac{\Delta p_a \cdot m}{\eta_b \cdot \rho} \quad (39)$$

2.6. Estudio de sensibilidad

Como bien se estableció con anterioridad, se efectuó un estudio de sensibilidad consistente en determinar la influencia de un incremento del caudal de alimentación del acetaldehído sobre seis parámetros de diseño del intercambiador de calor de doble tubo, los cuales son: número total de horquillas, porcentaje de sobre-diseño; caída de presión y potencia de bombeo de las corrientes de etilenglicol y agua. Se obtendrán gráficos que relacionen estas variables, con el objetivo de lograr una mayor comprensión del estudio. En este caso, el caudal de alimentación del acetaldehído se varió entre 2000 – 8000 kg/h.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación, se muestran los resultados obtenidos al aplicar la metodología de diseño propuesta, específicamente para calcular el número de horquillas necesarias, así como también la caída de presión y la potencia de bombeo de ambas corrientes.

3.1. Número total de horquillas

Paso 1. Recopilación de los datos iniciales para ambos fluidos.

La Tabla 6 despliega los valores de los datos iniciales requeridos para ambos fluidos, los cuales están definidos en el Paso 1.

Tabla 6. Parámetros iniciales para cada fluido definidos en el Paso 1.

Parámetro	Agua	Acetaldehído	Unidades
Temperatura de entrada	90	25	°C
Temperatura de salida	70	60	°C
Factores de ensuciamiento [§]	0,00009	0,0002	m ² .K/W
Caudal másico	-	1,11	kg/s
Caída de presión permisible	5 000	2 000	Pa

[§]Tomado de (TEMA, 2007)

Fuente: Elaboración propia.

Paso 2. Recopilación de los datos iniciales de las horquillas disponibles.

- Diámetro nominal del tubo interior (d_n): 2 pulg.
- Diámetro nominal del ánulo (D_n): 3 pulg.
- Longitud (L_h): 3,5 m.
- Conductividad térmica del material del tubo interior (k_T): 54,00 W/m.K (Kakaç et al., 2012).

Paso 3. Definir los diámetros interior y exteriores de ambas tuberías según los diámetros nominales establecidos en el Paso 2:

Según (Cao, 2010) las tuberías de las horquillas propuestas tendrán las siguientes dimensiones en dependencia de sus diámetros nominales definidos en el paso anterior.

Tubo interior:

- Diámetro interior (d_i): 0,0525 m.
- Diámetro exterior (d_e): 0,0603 m.

Ánulo:

- Diámetro interior (D_i): 0,0779 m

Paso 4. Temperatura media de ambas corrientes:

- Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 70}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{25 + 60}{2} = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 5. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media calculada en el Paso 4.

Según (Green & Southard, 2019), tanto el acetaldehído como el agua caliente presentan los valores de las propiedades físicas que se muestran en la Tabla 7, las cuales fueron determinadas a la temperatura media calculada en el Paso 4.

Tabla 7. Propiedades físicas para ambos fluidos a la temperatura media determinada en el Paso 4.

Propiedad	Agua	Acetaldehído	Unidades
Densidad	971,76	751,01	kg/m ³
Viscosidad	3,554 x10 ⁻⁴	1,871x10 ⁻⁴	Pa.s
Calor específico	4195,81	2269,09	J/kg.K
Conductividad térmica	0,6645	0,1608	W/m.K

Fuente: Elaboración propia.

Paso 6. Calor intercambiado.

Como se disponen de todos los datos para la corriente fría (acetaldehído), entonces se hará uso de la ecuación (4). De esta manera:

$$Q = m_f \cdot Cp_f \cdot (t_2 - t_1) = 1,11 \cdot 2269,09 \cdot (60 - 25) = 88154,15 \text{ W}$$

A continuación, se determinará el caudal másico del agua caliente necesario para cumplir con la demanda térmica del proceso.

Partiendo de:

$$Q = m_c \cdot Cp_c \cdot (T_1 - T_2)$$

Se despeja y calcula m_c :

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (T_1 - T_2)} = \frac{88154,15}{4195,81 \cdot (90 - 70)} = 1,05 \frac{kg}{s}$$

Paso 7. Área de flujo del tubo interior (a_i):

$$a_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0525)^2}{4} = 0,00216 m^2$$

Paso 8. Área de flujo del ánulo (a_a):

$$a_a = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0779^2 - 0,0603^2)}{4} = 0,00191 m^2$$

Paso 9. Ubicación de los fluidos dentro del intercambiador de calor

Según recomendaciones y sugerencias descritas en (Sinnott, 2005), se ubicará el fluido frío (acetaldehído) por el tubo interior, mientras que el fluido caliente (agua) se situará por el ánulo.

La Tabla 8 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 10-17.

Tabla 8. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 10-17.

Paso	Parámetro	Resultados	Ecuación
10	Velocidad del acetaldehído (m/s)	0,68	(7)
11	Velocidad del agua (m/s)	0,57	(8)
12	Diámetro hidráulico (m)	0,0176	(9)
13	Diámetro equivalente para la transferencia de calor (m)	0,040	(10)
14	Numero de Reynolds acetaldehído	144 155,84	(11)
15	Número de Prandtl del acetaldehído	2,64	(12)
16	Numero de Reynolds del agua	27 430,21	(13)
17	Número de Prandtl del agua	2,24	(14)

Fuente: Elaboración propia.

Paso 18. Número de Nusselt del acetaldehído:

Tomando en cuenta que el flujo del acetaldehído es turbulento ($Re_t > 10\,000$), se emplearán las ecuaciones (16) y (17). Luego:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot (Re_t - 1000) \cdot Pr_t}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_t^{0,67} - 1)}$$

Dónde:

$$f_t = (1,58 \cdot \ln Re_t - 3,28)^{-2} = (1,58 \cdot \ln 144\,185,84 - 3,28)^{-2} = 0,00417$$

Entonces:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot (Re_t - 1000) \cdot Pr_t}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_t^{0,67} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,00417}{2}\right) \cdot (144\,155,84 - 1000) \cdot 2,64}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,00417}{2}\right)^{0,5} \cdot (2,64^{0,67} - 1)}$$

$$Nu_t = 514,59$$

Paso 19. Número de Nusselt del agua:

Tomando en cuenta que $Re_a > 10\,000$, se hará uso de las ecuaciones (19) y (20) para determinar el número de Nusselt del agua bajo régimen turbulento. Así:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1000) \cdot Pr_a}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{0,67} - 1)}$$

Dónde:

$$f_a = (1,58 \cdot \ln Re_a - 3,28)^{-2} = (1,58 \cdot \ln 27\,430,21 - 3,28)^{-2} = 0,00604$$

Luego:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1000) \cdot Pr_a}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr_a^{0,67} - 1)} = \frac{\left(\frac{0,00604}{2}\right) \cdot (27\,430,21 - 1000) \cdot 2,24}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,00604}{2}\right)^{0,5} \cdot (2,24^{0,67} - 1)}$$

$$Nu_a = 119,19$$

Paso 20. Determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor:

- Acetaldehído:

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k}{d_i} = \frac{514,59 \cdot 0,1608}{0,0525} = 1\,576,12 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Agua:

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k}{D_{eq}} = \frac{119,19 \cdot 0,6645}{0,040} = 1\,980,04 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La Tabla 9 expone los resultados de los parámetros determinados en los pasos 21-29.

Tabla 9. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 21-29.

Paso	Parámetro	Resultados	Ecuación
21	Coefficiente global de transferencia de calor sucio (W/m ² .K)	613,23	(23)
22	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura (°C)	37,00	(24)
23	Área total de transferencia de calor (m ²)	3,88	(25)
24	Área de transferencia de calor por horquilla (m ²)	1,33	(26)
25	Número total de horquillas	2,92 ≈ 3	(27)
26	Coefficiente global de transferencia de calor limpio (W/m ² .K)	762,78	(28)
27	Factor de limpieza	0,80	(29)
28	Factor R	0,000328	(30)
29	Porcentaje de sobre-diseño (%)	25,00	(31)

Fuente: Elaboración propia.

Según se puede observar en la Tabla 8, tanto el acetaldehído como el agua fluyen bajo régimen turbulento pues para ambos fluidos el número de Reynolds tiene un valor superior a 10 000. En este caso el valor del número de Reynolds del acetaldehído (144 155,84) es 5,26 veces superior que el número de Reynolds del agua (27 430,21), lo cual se debe fundamentalmente a la menor viscosidad y mayor velocidad lineal (y caudal másico) que presenta el acetaldehído con respecto al agua.

Por otro lado se puede observar que el coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua (1980,04 W/m².K) es 1,26 veces superior que el del acetaldehído (1576,12 W/m².K). Esto se debe principalmente a que el agua presenta una conductividad térmica 4,13 veces superior a la del acetaldehído, además de que para determinar el coeficiente pelicular de transferencia de calor del acetaldehído se emplea el diámetro interior del tubo interior (d_i), cuyo valor es 1,31 veces superior que el diámetro equivalente (D_{eq}) empleado para calcular el coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua. Vale destacar que el

número de Nusselt del acetaldehído (514,59) es 4,32 veces superior que el número de Nusselt, del agua (119,19), debiéndose principalmente a que la corriente de acetaldehído presenta tanto un número de Reynolds como de Prandtl superior al de la corriente de agua, como bien se indicó con anterioridad.

Tomando en cuenta los resultados mostrados en la Tabla 9, el coeficiente global de transferencia de calor sucio (U_s) tiene un valor de 613,23 W/m².K, el cual puede considerarse mediano (Cao, 2010), mientras que el coeficiente global de transferencia de calor limpio (U_L) presenta un valor de 762,78 W/m².K, el cual es 1,24 veces superior que U_s .

Se obtuvo además un área total de transferencia de calor (A) de 3,88 m², una Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura de 37,00 °C, un área de transferencia de calor por horquilla (A_h) de 1,33 m², y un número total de horquillas (N_h) igual a tres.

Por último, el factor de limpieza (F_L) alcanzó un valor de 0,80, el cual puede considerarse de aceptable (Kakaç et al., 2012), mientras que el porcentaje de sobre-diseño (P_{SD}) tuvo un valor de 25,00 %, el cual es inferior al valor indicado en la definición del problema (40 %), por lo que se puede concluir que el intercambiador de calor de doble tubo diseñado es satisfactorio desde el punto de vista térmico.

3.2. Caída de presión

La Tabla 10 expresa los resultados de los parámetros determinados en los pasos 30-37, con el fin de determinar la caída de presión de ambas corrientes.

Tabla 10. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 30-37.

Paso	Parámetro	Resultados	Ecuación
30	Factor de fricción del acetaldehído bajo flujo laminar ($Re < 2100$)	-	(32)
31	Factor de fricción del acetaldehído bajo flujo turbulento ($Re \geq 2100$)	0,00417	(17)
32	Factor de fricción del agua bajo flujo laminar ($Re < 2100$)	-	(33)
33	Factor de fricción del agua bajo flujo turbulento ($Re \geq 2100$)	0,00604	(20)
34	Caída de presión del acetaldehído para flujo laminar ($Re < 2100$) (Pa)	-	(34)
35	Caída de presión del acetaldehído para flujo turbulento ($Re \geq 2100$) (Pa)	1 158,43	(35)
36	Caída de presión del agua para flujo laminar ($Re < 2100$) (Pa)	-	(36)
37	Caída de presión del agua para flujo turbulento ($Re \geq 2100$) (Pa)	4 550,70	(37)

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con los resultados mostrados en la Tabla 10, tanto la caída de presión del acetaldehído (1 158,43 Pa) como del agua (4 550,70 Pa) presentan valores menores que el límite máximo permisible establecido por el sistema para ambas corrientes, los cuales son 2000 Pa y 5000 Pa para el acetaldehído y agua, respectivamente. Es de destacar que la caída de presión del agua es 3,93 veces superior que la caída de presión del acetaldehído. Esto se debe fundamentalmente a la mayor densidad que presenta el agua (971,76 kg/m³) con respecto al acetaldehído (751,01 kg/m³), y a que el valor del diámetro hidráulico empleado para determinar la caída de presión del agua (0,0176 m) es 2,98 veces inferior al diámetro interior del tubo interior (0,0525 m) utilizado para determinar la caída de presión del acetaldehído. De esta manera se concluye que el intercambiador de calor de doble tubo es adecuado desde el punto de vista hidráulico para efectuar el proceso de transferencia de calor requerido.

3.3. Potencia de bombeo

Paso 38. Potencia de bombeo necesaria para impulsar el acetaldehído:

$$P_t = \frac{\Delta p_t \cdot m_f}{\eta_b \cdot \rho_f} = \frac{1158,43 \cdot 1,11}{0,85 \cdot 751,01} = 2,01 \text{ W}$$

Donde η_b - Eficiencia de la bomba = 0,85 según la definición del problema.

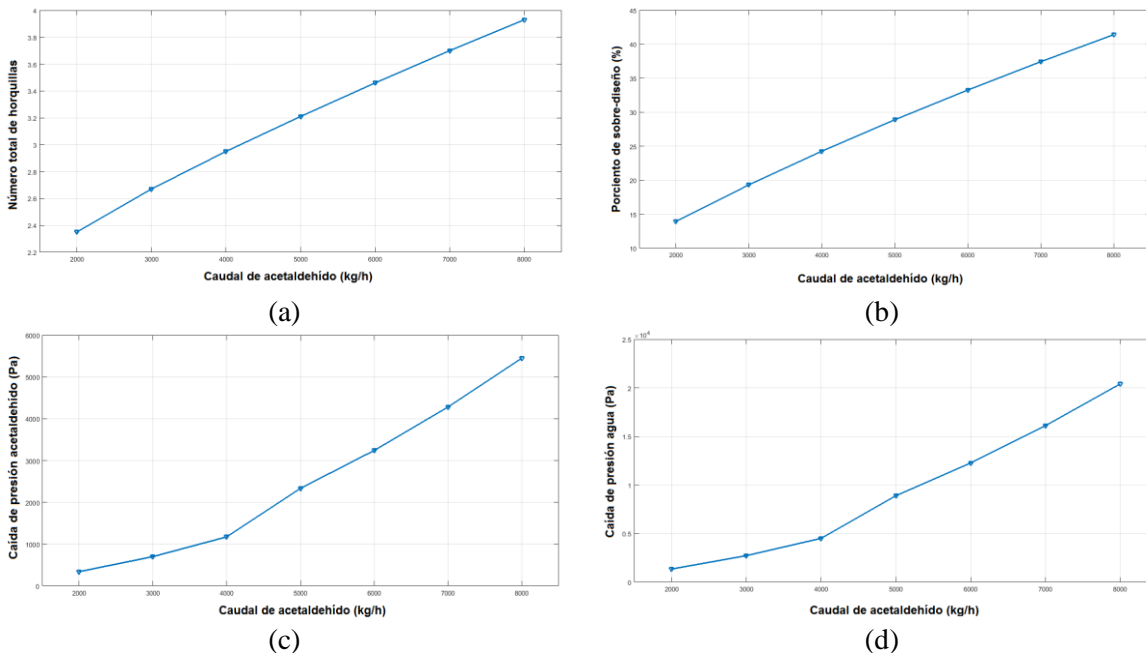
Paso 39. Potencia de bombeo necesaria para impulsar el agua:

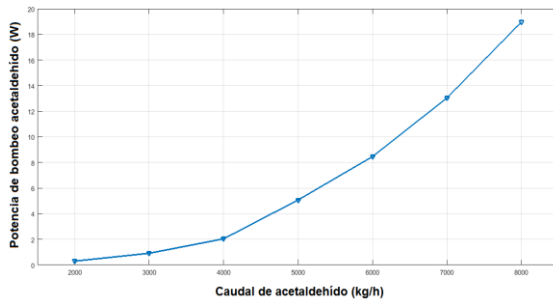
$$P_a = \frac{\Delta p_a \cdot m_c}{\eta_b \cdot \rho_c} = \frac{4550,70 \cdot 1,05}{0,85 \cdot 971,76} = 5,78 \text{ W}$$

Considerando los resultados de las ecuaciones (38) y (39), se necesita una potencia de bombeo para impulsar el acetaldehído y el agua de 2,01 W y 5,78 W, respectivamente. Resulta válido precisar que la potencia de bombeo del agua es 2,87 veces superior que la potencia de bombeo del acetaldehído, debido esencialmente a la mayor caída de presión que presenta el agua con respecto a la del acetaldehído.

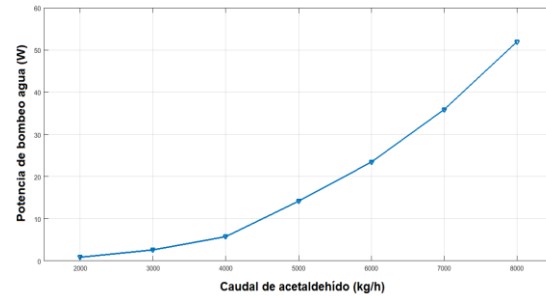
3.4. Estudio de sensibilidad

La Figura 2 muestra los gráficos obtenidos al efectuar el estudio de sensibilidad, en donde se evaluó la influencia de un incremento del caudal de alimentación del acetaldehído sobre seis parámetros de diseño del intercambiador, siendo estos los siguientes: número total de horquillas, porcentaje de sobre-diseño; caída de presión y potencia de bombeo de las corrientes de etilenglicol y agua.





(e)



(f)

Figura 2. Influencia del incremento del caudal de alimentación del acetaldehído sobre seis parámetros de diseño del intercambiador de calor de doble tubo. (a) Número total de horquillas. (b) Porcentaje de sobre-diseño. (c) Caída de presión del acetaldehído. (d) Caída de presión del agua. (e) Potencia de bombeo del acetaldehído. (f) Potencia de bombeo del agua.

Fuente: Elaboración propia.

Analizando los resultados mostrados en la Figura 2, se puede concluir que, como es de esperar, todos los parámetros evaluados se incrementan con un aumento del caudal de alimentación del acetaldehído. También se puede indicar que a partir de un valor del caudal de alimentación del acetaldehído de 4 688 kg/h la caída de presión del acetaldehído supera el límite máximo permisible establecido por el proceso para esta corriente (2 000 Pa), mientras que a partir de los 4 068 kg/h se supera la caída de presión máxima permisible para la corriente de agua (5 000 Pa). Por último, a partir de un caudal de alimentación del acetaldehído de 7 824 kg/h se comienza a obtener un valor del porcentaje de sobre-diseño superior al límite máximo establecido por el proceso (40 %). Considerando lo anterior, se recomienda que el equipo opere con un caudal de alimentación del acetaldehído preferiblemente en el valor inicial establecido para su diseño (4 000 kg/h) con el objetivo de que las caídas de presión de ambas corrientes se mantengan dentro de los límites fijados por el proceso y la potencia de bombeo no aumente hasta alcanzar valores prohibidamente elevados.

4. CONCLUSIONES

1. Ambos fluidos fluyen bajo régimen turbulento, pues tanto el número de Reynolds del acetaldehído (144 155,84) como del agua (27 430,21) son superiores a 10 000.
2. El coeficiente pelicular de transferencia de calor del agua (1 980,04 W/m².K) es 1,26 veces superior al coeficiente pelicular de transferencia de calor del acetaldehído (1 576,12 W/m².K).
3. El intercambiador de calor de doble tubo deberá tener un área total de transferencia de calor de 3,88 m² y un número total de horquillas igual a tres para cumplir con la demanda térmica del sistema.
4. El factor de limpieza presentó un valor de 0,80, el cual puede considerarse de aceptable.
5. El intercambiador de calor de doble tubo diseñado es adecuado desde el punto de vista térmico-hidráulico para llevar a cabo el proceso de intercambio de calor requerido, ya que el porcentaje de sobre-diseño calculado (25,00 %) es menor que 40 %, y tanto la caída de presión del acetaldehído (1 158,43 Pa) como del agua (4 550,70 Pa) son menores que los valores máximos permisibles establecidos por el proceso para ambas corrientes (2 000 Pa y 5 000 Pa, respectivamente).
6. La potencia de bombeo requerida para impulsar tanto el acetaldehído como el agua a través del intercambiador de calor presentó valores de 2,01 W y 5,78 W, respectivamente.

7. Los seis parámetros evaluados en el estudio de sensibilidad se incrementan al aumentar el caudal másico de alimentación del acetaldehído. Se recomienda que el equipo opere con un caudal de alimentación del acetaldehído en el valor inicial establecido para su diseño (4 000 kg/h), para mantener así la caída de presión de ambas corrientes dentro del límite máximo fijado.

REFERENCIAS

- Arjmandi, H., Amiri, P., and Pour, M. S. (2020). Geometric optimization of a double pipe heat exchanger with combined vortex generator and twisted tape: A CFD and response surface methodology (RSM) study. *Thermal Science and Engineering Progress*, 18, 1-17. doi:10.1016/j.tsep.2020.100514.
- Cao, E. (2010). *Heat transfer in process engineering*. New York, U.S.A: McGraw-Hill.
- Chaudhari, N. R., and Adroja, F. N. (2014). A Review on Design & Analysis of Double Pipe Heat Exchanger. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 3 (2), 2502-2505.
- Córdoba, R. E. (2019). *Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos*. (Tesis de Diploma), Facultad de Ingeniería, Universidad de Ibagué, Tolima, Colombia.
- Ebieto, C. E., Ana, R. R., Nyong, O. E., and Saturday, E. G. (2020). Design and Construction of a Double Pipe Heat Exchanger for Laboratory Application. *European Journal of Engineering Research and Science*, 5 (11). doi:10.24018/ejers.2020.5.11.1950.
- El-Maghlany, W., Eid, E., Teamah, M., and Shahrou, I. (2012). Experimental Study for Double Pipe Heat Exchanger with Rotating Inner Pipe. *International Journal of Advanced Scientific and Technical Research*, 4 (2), 507-524.
- Gomez, A. (2017). *Thermal Performance of a Double-Pipe Heat Exchanger with a Koch Snowflake Fractal Design*. (MSc Thesis), Georgia Southern University, Statesboro, Georgia.
- Hameed, V. M., and Awad, S. M. (2021). Experimental investigation of double pipe heat exchanger temperature distribution. *International Journal of Multidisciplinary Sciences and Advanced Technology*, 2 (1), 10-17.
- Hashemian, M., Jafarmadar, S., and Dizaji, H. S. (2016). A comprehensive numerical study on multi-criteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 102, 1228-1237. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.057.
- Kailash, O. P., Bishwajeet, C., Umang, G., Sumit, P., and Gopal, K. (2015). Design and experimental analysis of pipe in pipe heat exchanger. *International Journal of Modern Engineering Research*, 5 (3), 42-48.
- Kakaç, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design* (3rd ed.). Boca Raton, U.S.A: CRC Press.
- Maakoul, A. E., Laknizi, A., Saadeddine, S., Abdellah, A. B., Meziane, M., & Metoui, M. E. (2017). Numerical design and investigation of heat transfer enhancement and performance for an annulus with continuous helical baffles in a double-pipe heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 133, 76-86. doi:10.1016/j.enconman.2016.12.002.

Mathanraj, V., Krishna, V. L., Babu, J. L. V., and Kumar, S. A. (2018). Experimental investigation on heat transfer in double pipe heat exchanger employing triangular fins. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 402, 1-9. doi:10.1088/1757-899X/402/1/012137.

Nwokolo, N., Mukumba, P., and Obileke, K. (2020). Thermal Performance Evaluation of a Double Pipe Heat Exchanger Installed in a Biomass Gasification System. Journal of Engineering, 1-8. doi:10.1155/2020/6762489.

Pérez, A., y Pérez, E. J. (2019). Diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo para el enfriamiento de acetona. Revista Nexo, 32 (2), 150-165. doi:10.5377/nexo.v32i02.9265.

Swamee, P. K., Aggarwal, N., and Aggarwal, V. (2008). Optimum design of double pipe heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 51, 2260–2266. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.10.028.

TEMA. (2007). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (9th ed.). New York, USA: Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.

Umamahesh, K., and Venugopal, K. (2015). Design and analysis of double pipe heat exchanger using computational method. International Journal of Professional Engineering Studies, 5 (2), 59-74.

Vigithra, R., V.Sharun, Ajithkumar, K., Krishna, B. R. J., and Ajith, V. (2016). Design & thermal analysis of double pipe heat exchanger by changing the mass flow rate. Journal of Innovative Research and Development, 1 (2), 65-70.

Wang, W., Zhang, Y., Lee, K.-S., and Li, B. (2019). Optimal design of a double pipe heat exchanger based on the outward helically corrugated tube. International Journal of Heat and Mass Transfer, 135, 706-716. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.115.

Zare, K. B., Kanchan, D., and Patel, N. (2016). Design of double pipe heat exchanger. International Journal of Science Technology and Management, 5 (12), 161-174.

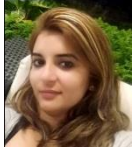
SEMBLANZA DE LOS AUTORES



Amaury Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2009, donde actualmente es profesor instructor e investigador auxiliar. En estos momentos se encuentra estudiando un Máster en Biotecnología en el Centro de Ingeniería Genética y Biotecnología de Camagüey. Trabaja en líneas de investigación vinculadas fundamentalmente con el diseño de equipos de transferencia de calor y masa, simulación y optimización de procesos y operaciones de la industria química mediante el empleo de simuladores tales como SuperPro Designer® y ChemCAD®, y la evaluación técnico-económica de procesos y plantas biotecnológicas.



Osmani Alberto Velazco Rosell: Recibió su título de Ingeniero Químico por la Universidad de Camagüey en el 2001. Actualmente se desempeña como Especialista en el Laboratorio de Físico-Químico del Centro de Ingeniería Ambiental de Camagüey. Su área de investigación consiste en la gestión medioambiental de procesos y operaciones de la industria química, determinación de parámetros físico-químicos de aguas y aguas residuales, y la evaluación medioambiental de plantas químicas. Es Máster de Química Analítica por la Universidad Central de las Villas desde 2017.



Elizabeth Ranero González. Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente como Profesor Instructor en la Universidad de Camagüey, Cuba. Su área de investigación abarca el diseño y evaluación de equipos y procesos de transferencia de calor y masa, evaluación termodinámica de procesos químicos, y la simulación de procesos y sistemas biotecnológicos.



Eddy Javier Pérez Sánchez: Obtuvo el grado de Ingeniero Químico en la Universidad de Camagüey, Cuba en el año 2016. Se desempeña profesionalmente en la Empresa de Servicios Automotores S.A., en el Departamento de Dirección Comercial. Trabaja en líneas de investigación relacionadas con el diseño, evaluación y/o operación de equipos de transferencia de calor y masa, así como también la simulación de procesos petroquímicos y biotecnológicos.